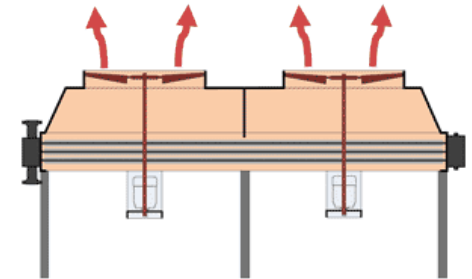
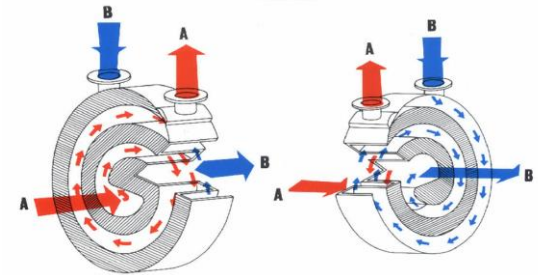
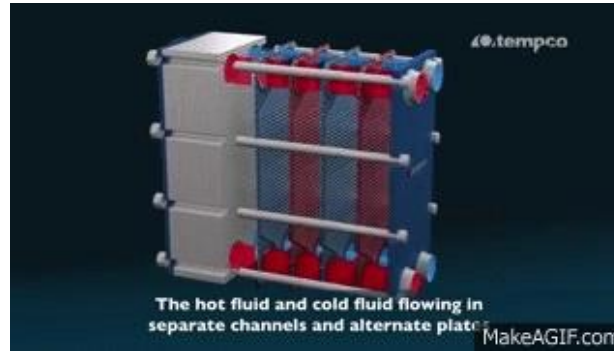
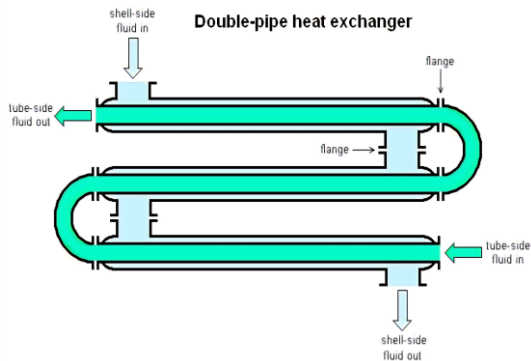
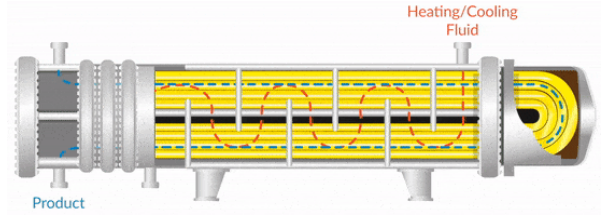
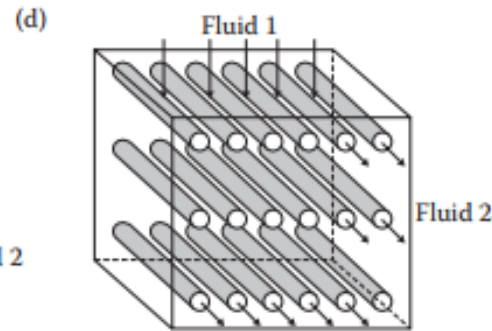
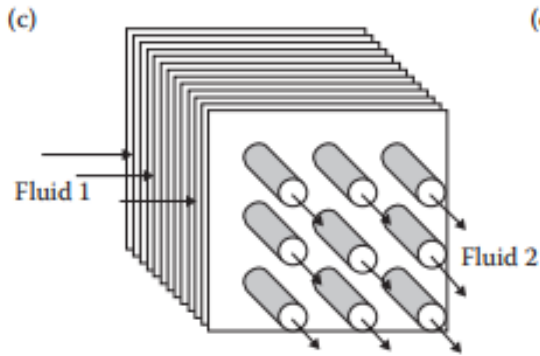
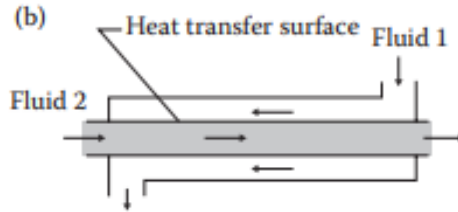
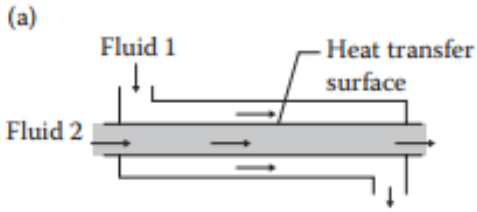


Operaciones Unitarias 1

Transferencia de Calor

Dispositivos de transferencia de proceso

Dispositivos de transferencia de proceso

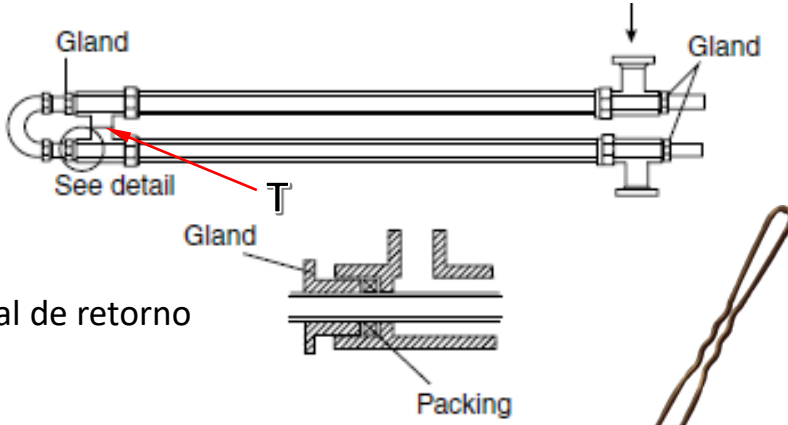


<https://youtu.be/VpTBokzbxSQ>
Tipos de HE

<https://youtu.be/GDyQXSEAJNA?si=XnJnDpGAzGTdBIbp>
Tipos de HE (Español)

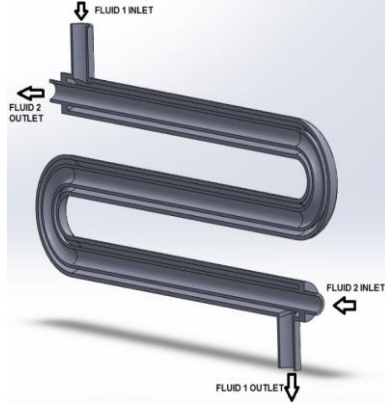
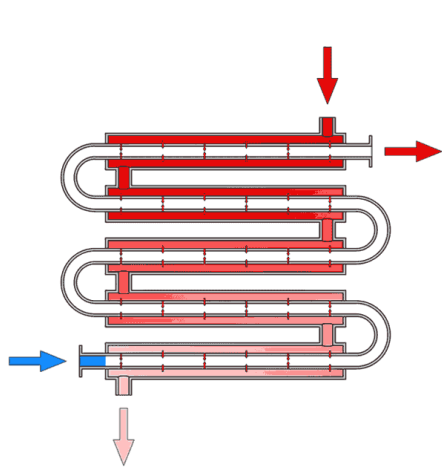
Intercambiadores de horquilla (hairpin HE): IQDT (double-pipe hairpin DPHHE); IQMT (multiple pipe hairpin MPHHE)

1 horquilla, 2 tubos (single hairpin) o IQDT

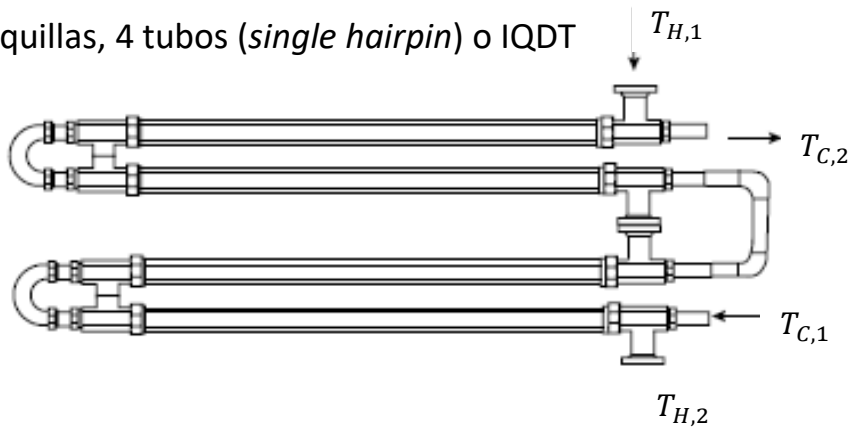


Cabezal de retorno

(a) Single hairpin



2 horquillas, 4 tubos (single hairpin) o IQDT



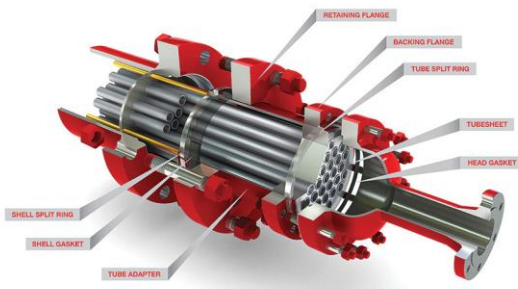
(b) Hairpins in series



$$\Delta T_1 = (T_{H,in} - T_{C,in})_{cc} \circ \Delta T_1 = (T_{H,in} - T_{C,out})_{ctc}$$

$$\Delta T_2 = (T_{H,out} - T_{C,out})_{cc} \circ \Delta T_2 = (T_{H,out} - T_{C,in})_{ctc}$$

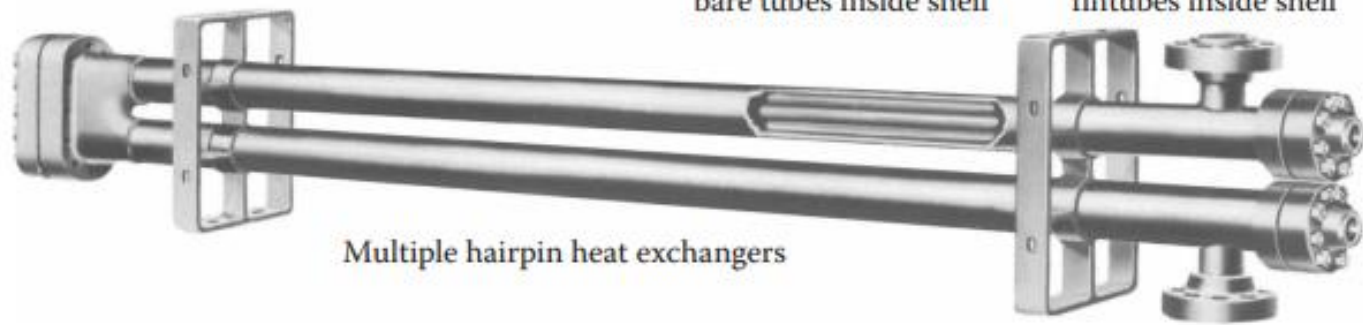
Intercambiadores de horquilla (*hairpin HE*): IQDT (*double-pipe hairpin DPHHE*); IQMT (*multiple pipe hairpin MPHHE*)



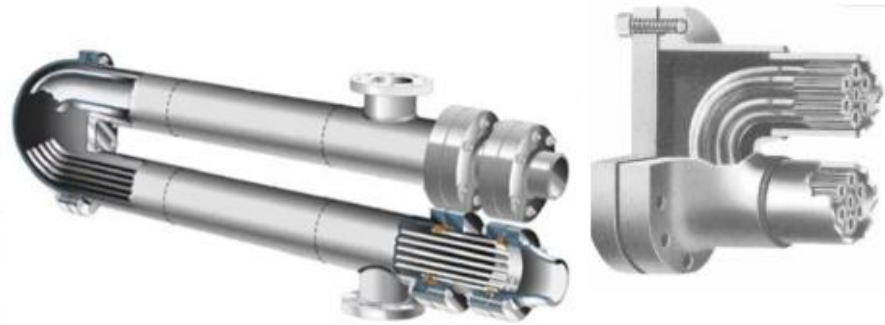
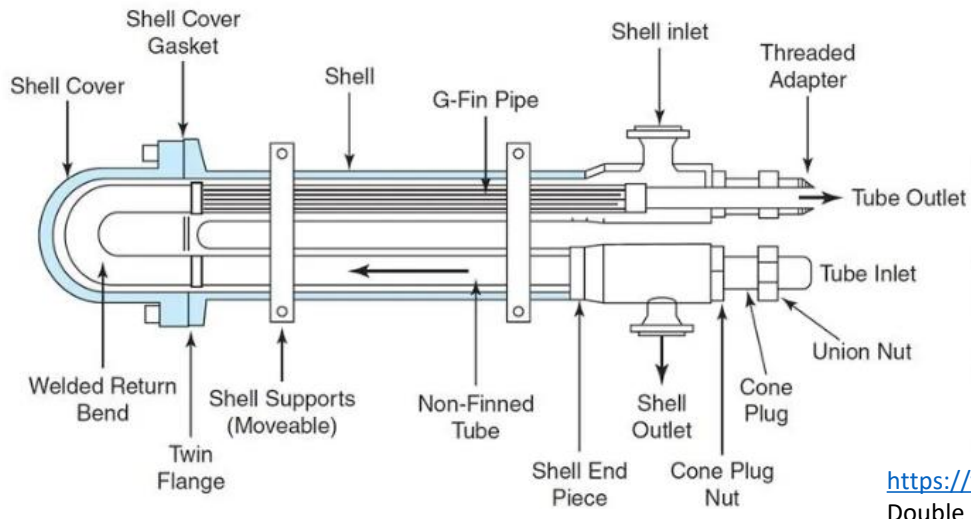
Cross section view of bare tubes inside shell



Cross section view of fin tubes inside shell



Multiple hairpin heat exchangers



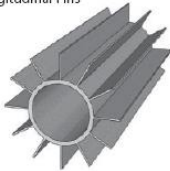
https://youtu.be/gtxryoHbBrM?si=koaXBSb_BsLtmy4d
Double Pipe HE Basics Explained

Intercambiadores *DPHHE* y *MPHHE*. Aspectos constructivos, tubos

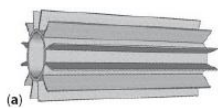
Tubos BWG: el diámetro exterior de los tubos es el diámetro exterior real en pulgadas con tolerancias muy estrictas en el espesor. Se encuentran disponibles en varios materiales metálicos. Presentan diferentes espesores de pared, definidos como *Birmingham Wire Gauge*, (*BWG gauge*). La longitud de los tubos son 1,83 m (6 ft), 2,44 m (8 ft), 3,88 m (12 ft) y 4,88 m (16 ft).

Tube OD, in	BWG gauge	Thickness, in	Tube inside diameter (ID), in
1/4	22	0.028	0.194
1/4	24	0.022	0.206
1/2	18	0.049	0.402
1/2	20	0.035	0.430
1/2	22	0.028	0.444
3/4	10	0.134	0.482
3/4	14	0.083	0.584
3/4	16	0.065	0.620
3/4	18	0.049	0.652
1	8	0.165	0.670
1	14	0.083	0.834
1	16	0.065	0.870
1	18	0.049	0.902
1 1/4	8	0.165	0.920
1 1/4	14	0.083	1.084
1 1/4	16	0.065	1.120
1 1/4	18	0.049	1.152

Longitudinal Fins

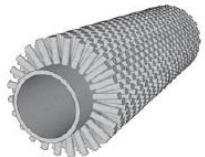


Transverse Fins

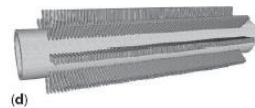
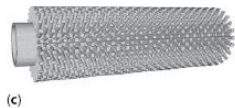
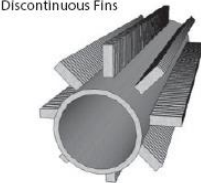


Fins tube: Tubo aleteado

Pegs or Studs



Discontinuous Fins



Tube OD, in	BWG gauge	Thickness, in	Tube inside diameter (ID), in
2	11	0.120	1.760
2	12	0.109	1.782
2	13	0.095	1.810
2	14	0.083	1.834

(1 in = 25.4 mm; 1 in² = 645.16 mm²; 1 ft = 0.3048 m; 1 ft² = 0.0929 m²)

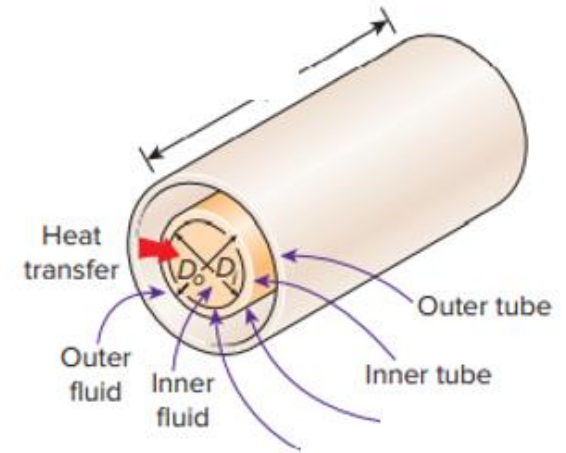
Transferencia de Calor computo de coeficiente pelicular, configuración anular, IQDT, IQMT

Cómputo de la velocidad masa aplicable a flujo por el ánulo y tubo interno

$$\dot{G}_t = \frac{4\dot{m}_t}{\pi D_i^2} \quad A_{flujo.an} = \frac{\pi(D_s^2 - D_0^2)}{4} \rightarrow \dot{G}_{an} = \frac{4\dot{m}_{an}}{\pi(D_s^2 - D_0^2)}$$

área de flujo libre

\dot{m}_{an} : caudal másico en el ánulo \dot{m}_t : caudal másico en el tubo interno



Cómputo del diámetro hidráulico y del diámetro equivalente en el ánulo

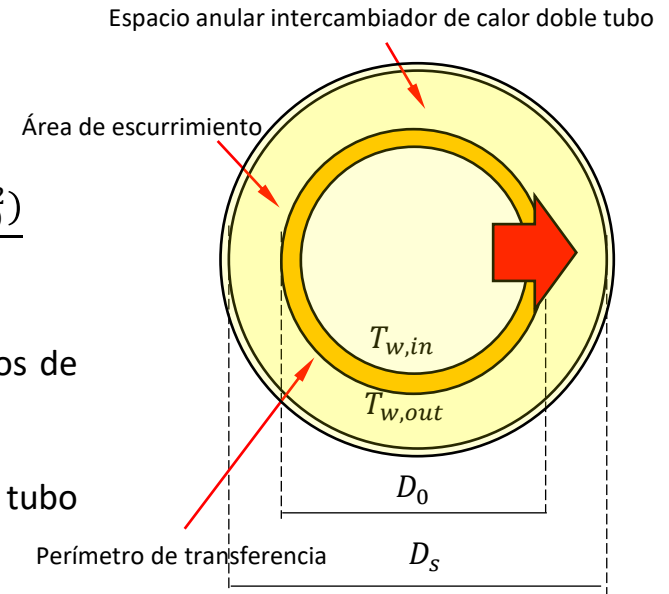
$$D_{h,an} = 4 \frac{\text{área flujo, an}}{\text{perímetro mojado}} = 4 \frac{\pi(D_s^2 - D_0^2)}{4\pi(N_t D_0 + D_s)} = \frac{(D_s^2 - D_0^2)}{(N_t D_0 + D_s)} \quad N_t = 1 \text{ para el caso IQDT}$$

$$D_{h,an} = \frac{(D_s^2 - D_0^2)}{(D_0 + D_s)} = \frac{(D_0 + D_s)(D_s - D_0)}{(D_0 + D_s)} = D_s - D_0 \quad \text{si } N_t = 1$$

$$D_{e,an} = 4 \frac{\text{área flujo, an}}{\text{perímetro mojado transf. calor}} = 4 \frac{\pi(D_s^2 - D_0^2)}{4\pi(N_t D_0)} = \frac{(D_s^2 - D_0^2)}{(N_t D_0)}$$

En el diámetro hidráulico, el perímetro mojado es la suma de los perímetros de ambos tubos

En el diámetro equivalente, el perímetro mojado es el perímetro exterior del tubo interior.



Transferencia de Calor computo de coeficiente pelicular, configuración anular, IQDT, IQMT

$$Nu = \phi \left(Re, Pr, r_{Tw}, \left(\frac{D_i}{L_{tubo}} \right) \right)$$

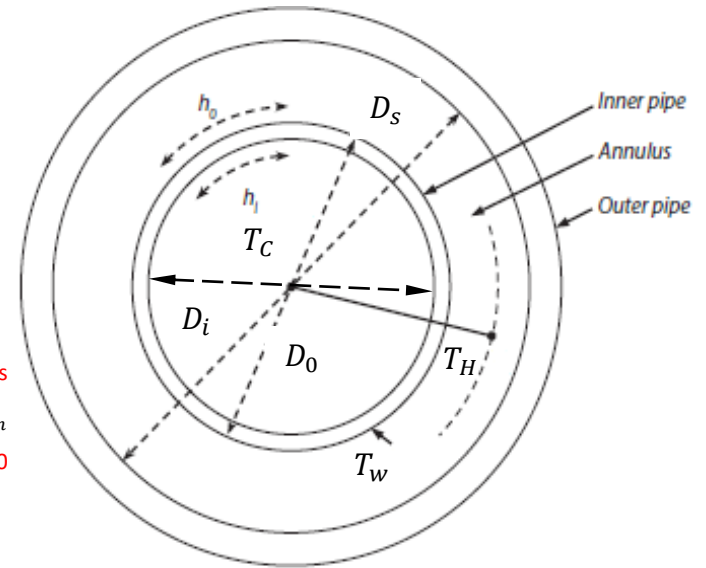
$$\frac{h_o D_{e,an}}{\kappa} = \frac{\rho D_i \bar{v}}{\mu} = \frac{\dot{G}_i D_i}{\mu}$$

$$\frac{h_i D_i}{\kappa} = \frac{\rho D_{h,an} \bar{v}}{\mu} = \frac{\dot{G}_{an} D_{h,an}}{\mu} = \frac{c_p \mu}{\kappa}$$

Nota: algunos textos, como Kern (p 42), Bados Rossignoli (p 228), Cao (p 105) utilizan $D_{e,an}$ para el cálculo del Reynolds. Kakac_Liu_2020 p239 adopta este esquema

$$r_{Tw} = \phi \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right) \text{ o } r_{Tw} = \phi \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)$$

Para agua:
$$h_i \left[\frac{J}{m^2 \cdot s \cdot K} \right] = \frac{1,423(1 + 0,0146T)\bar{v}^{0,8}}{D_i^{0,2}}$$



En un *hearpin* se considera que, cuando el fluido pasa de un tubo al siguiente a través de la unión T, la temperatura del fluido **en el anillo es uniforme** (no existen los gradientes). Para el fluido en el ánulo, L_{tubo} es la longitud de un paso. Para el fluido que circula dentro del tubo interno, en las trayectorias no se considera las longitudes de las conexiones U .

Intercambiadores de horquilla Cálculo de caída de presión; IQDT; IQMT

Caída de presión en el tubo interior Expresión de Darcy para irreversibilidad en ducto $\dot{G}_i = \rho \bar{v}$

$$\frac{\Delta P}{\rho} = f_D \frac{L}{D_i} \frac{\bar{v}_i^2}{2} \Rightarrow \Delta P_i = f_D \frac{N_t N_h L_h}{D_i} \rho \frac{\bar{v}_i^2}{2} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-\gamma} \Rightarrow \Delta P_i = f_D \frac{N_t N_h L_h}{D_i} \frac{\dot{G}_i^2}{2\rho} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-\gamma} \quad N_t = 1 \text{ para el caso IQDT}$$

f_D factor de fricción de Darcy. L_{tubo} longitud de un paso (normalmente especificado máximo 6 m); $L_h = 2L_{tubo}$; N_t número de tubos, $N_t = 1$ para el caso IQDT. N_h es el número de horquillas. La expresión tiene en cuenta la influencia sobre la irreversibilidad, la dependencia de la viscosidad con la temperatura; $\gamma = 0,14$ para $Re > 2100$; $\gamma = 0,25$ para $Re < 2100$. La caída de presión total en los tubos es $\Delta P_{it} = \Delta P_i + \Delta P_{bend}$

$$\Delta P_{bend} = N_t (N_h - 1) \frac{\dot{G}_i^2}{2\rho} \Rightarrow \Delta P_{i,t} = \Delta P_i + \Delta P_{bend} = N_t \frac{\dot{G}_i^2}{2\rho} \left[f_D \frac{N_h L_h}{D_i} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-\gamma} + (N_h - 1) \right]$$

Número de curvas en los *hairpins* ($N_h - 1$)

Caída de presión en el ánulo

En este caso, las mismas expresiones son válidas; el diámetro interno debe ser sustituido por el diámetro hidráulico; para los intercambiadores de calor con más de un tubo, el fluido anular sufre una caída de presión adicional al pasar de un tubo al siguiente a través de la conexión (caída de presión por retorno en conexión). $\Delta P_{cnx} = N_h \rho \frac{\bar{v}_{an}^2}{2} = N_h \frac{\dot{G}_s^2}{2\rho}$; La

caída de presión total en el ánulo es $\Delta P_{anulo} = \Delta P_{an} + \Delta P_{cnx}$

$$\Delta P_{an,t} = \Delta P_{an} + \Delta P_{cnx} = f_D \frac{N_h L_h}{D_{h,an}} \rho \frac{\bar{v}_{an}^2}{2} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-\gamma} + N_h \rho \frac{\bar{v}_{an}^2}{2} = N_h \rho \frac{\bar{v}_{an}^2}{2} \left[f_D \frac{L_h}{D_{h,an}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-\gamma} + 1 \right]$$

$$\Delta P_{an,t} = N_h \frac{\dot{G}_s^2}{2\rho} \left[f_D \frac{L_h}{D_{h,an}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-\gamma} + 1 \right]$$

$$Nu = a Re^{0,8} Pr^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

$\frac{hD}{\kappa}$ $\frac{\rho D \bar{v}}{\mu} = \frac{\dot{G} D}{\mu}$ $\frac{c_p \mu}{\kappa}$

Dadas dos condiciones de proceso \dot{G}_1 y \dot{G}_2 , para un mismo fluido y geometría de tubos, se cumple para el coeficiente pelicular h

$$\frac{h_2}{h_1} \approx \frac{(\dot{G}_2)^{0,8}}{(\dot{G}_1)^{0,8}}$$

$$\Delta P_{i,t} = N_t \frac{\dot{G}_i^2}{2\rho} \left[f_D \frac{N_h L_h}{D_i} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-\gamma} + (N_h - 1) \right]$$

Dadas dos condiciones de proceso \dot{G}_1 y \dot{G}_2 , para un mismo fluido y geometría de tubos, y si se asume que $f_{D,1} \approx f_{D,2}$, se cumple para la caída de presión ΔP

$$\Delta P_{an,t} = N_h \frac{\dot{G}_s^2}{2\rho} \left[f_D \frac{L_h}{D_{h,an}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-\gamma} + 1 \right]$$

$$\frac{\Delta P_2}{\Delta P_1} \approx \frac{(\dot{G}_2)^2}{(\dot{G}_1)^2}$$

Intercambiadores de horquilla Dimensionamiento

Longitud máxima de diseño de un intercambiador de una horquilla (*single hairpin*): 6 m; mayores longitudes pueden presentar deflexión y distorsión del ánulo con inapropiada distribución del flujo.

Selección de diámetro del tubo ánulo

1) Una guía:

Dimensions in Inches						
ϕ External Tube	ϕ Internal Tube					
2	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{4}$			
$2\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{4}$			
3	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	2	
4	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	2	3

2) Selección basada en las velocidades de diseño, en tubo, v_i y ánulo, v_{an}

$$\left. \begin{aligned} \dot{G}_i &= \frac{4\dot{m}_i}{\pi D_i^2} \\ \dot{G}_{an} &= \frac{4\dot{m}_{an}}{\pi(D_{an}^2 - D_o^2)} \end{aligned} \right\} \frac{\dot{G}_i \dot{m}_{an}}{\dot{G}_{an} \dot{m}_i} = \frac{\rho_i v_i \dot{m}_{an}}{\rho_{an} v_{an} \dot{m}_i} = \frac{(D_{an}^2 - D_o^2)}{D_i^2} \rightarrow D_{an} = \sqrt{\frac{\rho_i v_i \dot{m}_{an}}{\rho_{an} v_{an} \dot{m}_i} D_i^2 + D_o^2}$$

La selección debe considerar el espesor del tubo, determinado por las presiones de los escurrimientos; *i.e.*: según BWG

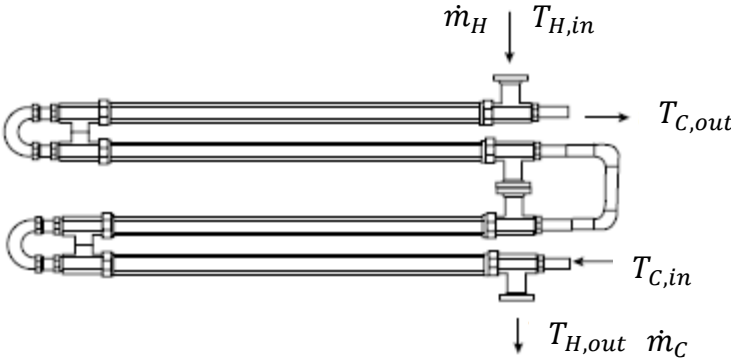
$$D_{an.ext} = \sqrt{\frac{\rho_i v_i \dot{m}_{an}}{\rho_{an} v_{an} \dot{m}_i} (D_o - 2e)^2 + D_o^2} + 2e$$

BWG	Thickness (in.)
7	0.180
8	0.165
10	0.134
11	0.120
12	0.109
13	0.095
14	0.083
15	0.072
16	0.065
17	0.058
18	0.049
20	0.035
22	0.028
24	0.022
26	0.018

Intercambiadores *hairpins*, dimensionamiento de HE simple (IQDT) y múltiple (IQMT) (número de tubos internos $N_t \geq 1$)

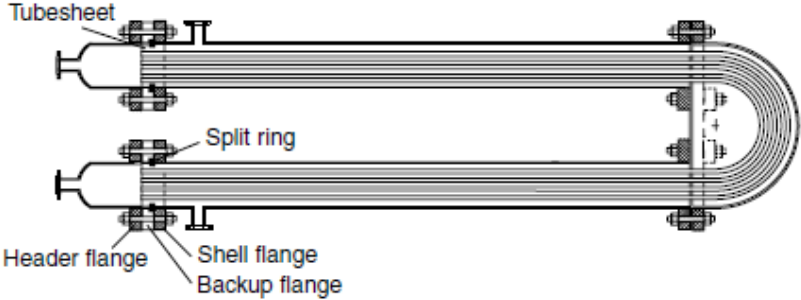
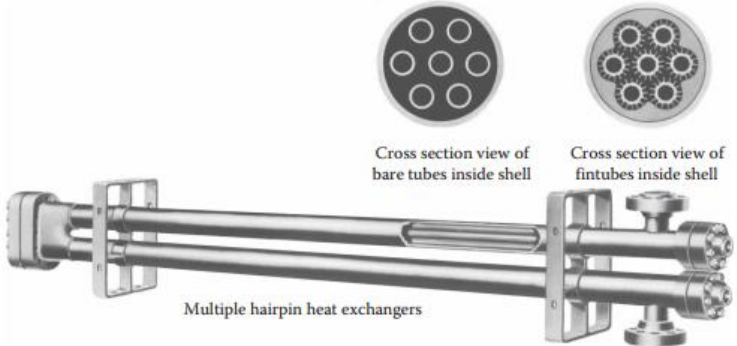
Identificar requerimientos: caudales máscicos (\dot{m}_C, \dot{m}_H), temperaturas de extremos ($T_{H,in}, T_{H,out}, T_{C,in}, T_{C,out}$); servicio térmico (\dot{q}).

Definir la configuración: ctc o cc; asignación de fluidos en tubo interior y ánulo.



Calcular propiedades termofísicas de los fluidos intervinientes.

Identificar diámetros normalizados de tubo interior (D_o y D_i), que verifiquen las ecuaciones $A_i = \frac{\pi D_i^2}{4}$ y $\dot{m}_t = N_t A_i G_t = N_t A_i (\rho_i v_i)$ y de ánulo (D_s) $A_{an} = \frac{\pi(D_s^2 - N_t D_o^2)}{4}$ y $\dot{m}_{an} = A_{an} G_{an} = A_{an} (\rho_i v_{an})$. Un criterio es definir v_i y v_{an} . Evaluar los perímetros mojados, hidráulico $P_h = \pi(D_s + N_t D_o)$ y equivalente $P_e = N_t \pi D_o$ y los diámetros hidráulicos $D_h = \frac{4A_{an}}{P_h}$ y equivalente $D_e = \frac{4A_{an}}{P_e}$ del ánulo.



Intercambiadores *hairpins*, dimensionamiento de HE simple (IQDT) y múltiple, criterios de asignación de fluidos

Asignación de escurrimiento, criterios de selección a tener en cuenta: a) para evitar pérdidas de calor, el fluido más caliente se asigna a los tubos. b) Maximizar coeficientes de transferencia y minimizar caídas de presión. Si las características (densidad, viscosidad, carga térmica ($\dot{m}_{st}cp_{st}$) en ambas corrientes son muy diferentes, es posible que la decisión se base en la posibilidad de alcanzar velocidades apropiadas para esta optimización en ambos fluidos. c) El fluido más incrustante en los tubos. Es más fácil limpiar los interiores de los tubos que el exterior. d) Si uno de los fluidos es más corrosivo, puede ser conveniente enviarlo del lado del tubo porque el exterior se puede construir con una calidad inferior y material más barato. El material del tubo debe ser resistente a ambos fluidos. e) El fluido a mayor presión, debe ser conducido en los tubos.

Por orden de prioridad en cada lado (*side*)

Tube-Side Fluid	Shell-Side Fluid
Corrosive fluid	Condensing vapor (unless corrosive)
Cooling water	Fluid with large ΔT ($>100^\circ\text{F}$)
Fouling fluid	
Less viscous fluid	
Higher-pressure stream	
Hotter fluid	



Intercambiadores *hairpins*, dimensionamiento de HE simple (IQDT) y múltiple (número de tubos internos $N_t \geq 1$)

Calcular los coeficientes de película, h_i y h_o , mediante correlaciones $Nu = \phi \left(Re, Pr, r_{Tw}, \left(\frac{D_i}{L_{tubo}} \right) \right)$. Si corresponde, estimar temperatura de pared, T_w : a la temperatura media de cada fluido y $r_{Tw} = 1$, evaluar h_i y h_o ; calcular T_w mediante balance entálpico, recalculer r_{Tw} y los coeficientes peliculares.

Tener en cuenta: $Re_i = \frac{\dot{G}_i D_i}{\mu}$ con $\dot{G}_i = \frac{\dot{m}_t}{N_t A_i}$; $Re_{an} = \frac{\dot{G}_{an} D_h}{\mu}$ con $\dot{G}_{an} = \frac{\dot{m}_{an}}{A_{an}}$; $Nu_i = \frac{h_i D_i}{\kappa}$ y $Nu_{an} = \frac{h_o D_e}{\kappa}$; $Pr = \frac{c_p \mu}{\kappa}$

Calcular el coeficiente global de transferencia, $U_c = \left[\frac{1}{h_{io}} + N_t \frac{D_o}{2\kappa_{wall}} \ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right) + \frac{1}{h_o} \right]^{-1}$ y

$U_d = \left[\frac{1}{U_c} + R_{fi} \frac{D_o}{D_i} + R_{fo} \right]^{-1}$ basado en área externa de transferencia.

Evaluar el área total de transferencia, $A_{td} = \frac{\dot{q}}{U_d LMTD_{conf}}$ con $LMTD_{conf} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$

(método convencional LMTD)

Evaluar $A_{tc} = \frac{\dot{q}}{U_c LMTD_{conf}}$ y

$Ovs = \frac{A_{td} - A_{tc}}{A_{tc}}$; un criterio de adecuado dimensionamiento es que el *oversize* no

supere el 25-30%

Intercambiadores *hairpins*, dimensionamiento de HE simple (IQDT) y múltiple (número de tubos internos $N_t \geq 1$)

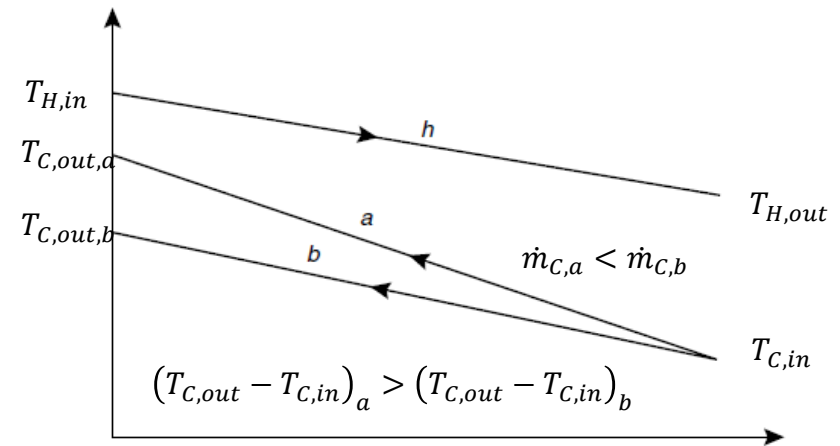
$$\text{Cálculo del número de horquillas, asumida una longitud de tubo, } L_{tubo}; N_{hp} = \frac{A_t}{N_t L_{tubo} \pi D_o}$$

$$\text{Cálculo de la caída de presión; } \Delta P_{i,t} = N_t \frac{\dot{G}_i^2}{2\rho} \left[f_D \frac{N_h L_h}{D_i} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-\gamma} + (N_h - 1) \right] \text{ y } \Delta P_{an,t} = N_h \frac{\dot{G}_s^2}{2\rho} \left[f_D \frac{L_h}{D_{h,an}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-\gamma} + 1 \right]$$

Ejemplo de relación de variables: es requerido el enfriamiento de \dot{m}_H kg/s de un fluido caliente desde la temperatura $T_{H,in}$ a $T_{H,out}$. Se especifica que el fluido refrigerante es agua, con una temperatura disponible $T_{C,in}$. Definir caudal de agua \dot{m}_C kg/s .

$$\Delta T_{1,b} = (T_{H,in} - T_{C,out,a})_b > (T_{H,in} - T_{C,out,b})_a = \Delta T_{1,a}$$

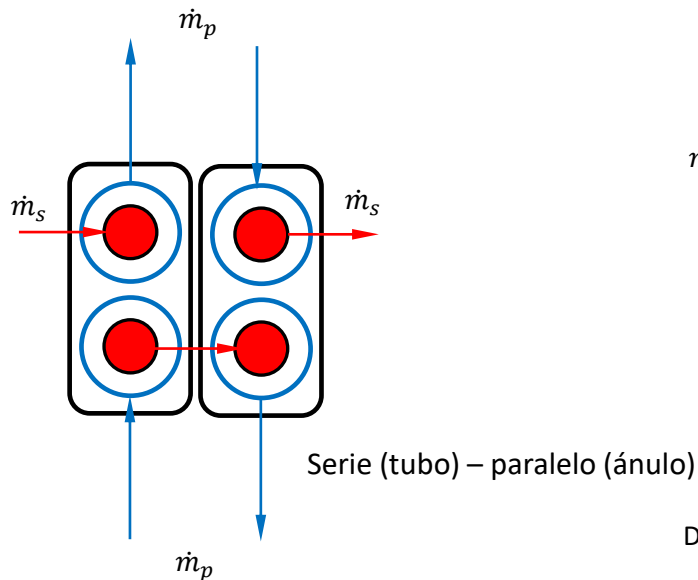
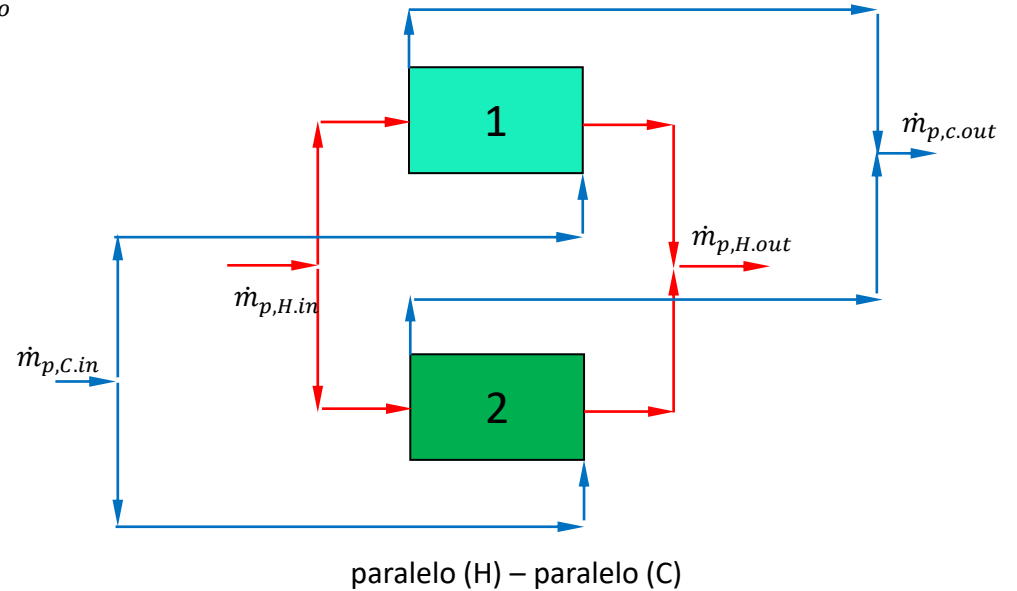
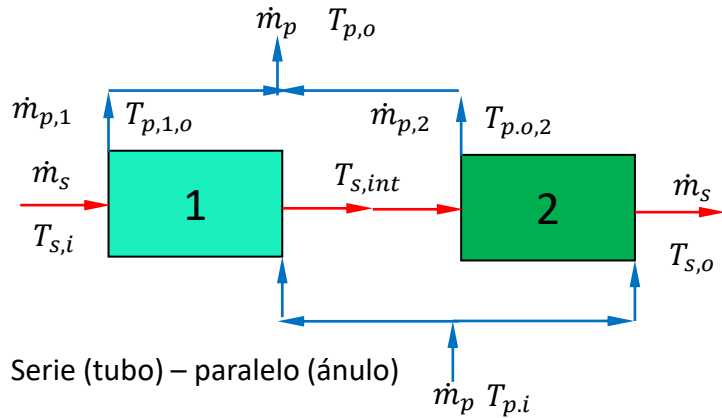
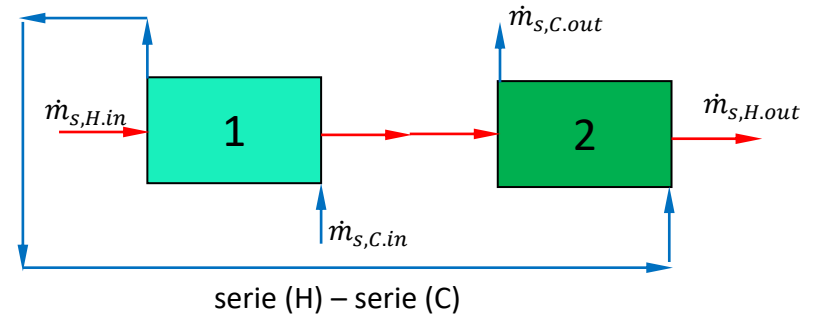
definida la necesidad de un servicio de enfriamiento, resulta más conveniente un mayor caudal de agua, lo que implica, menor área de transferencia para una transferencia de calor \dot{q} requerida, pero mayor caída de presión lo que requiere evaluación de costos de bombeo y de tratamiento de agua para minimizar incrustaciones.



$$\dot{q} = \dot{m}_{C,a} c_{PC} (T_{C,out,a} - T_{C,in}) = \dot{m}_{C,b} c_{PC} (T_{C,out,b} - T_{C,in})$$

Intercambiadores de horquilla Configuraciones serie paralelo

Los *hairpins* son muy flexibles con respecto a la configuración de las horquillas, ya que ambos, tubo interior y ánulo, pueden ser conectados ya sea en serie o en paralelo.

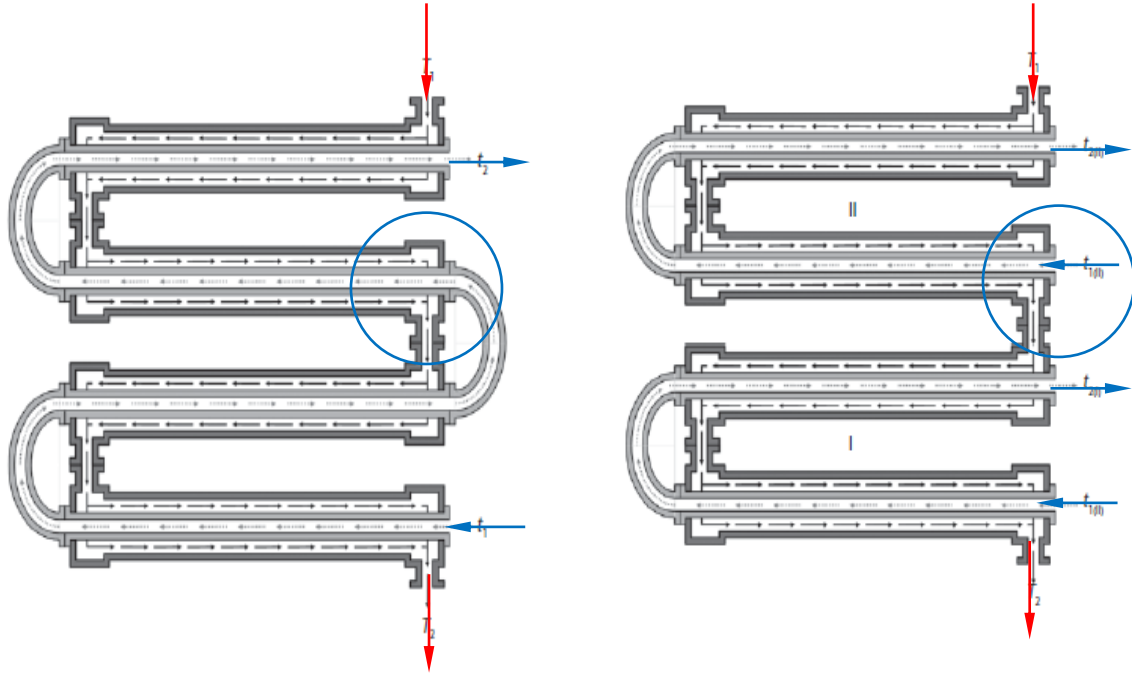


Intercambiadores de horquilla Configuraciones serie paralelo

La división de escurrimientos, manteniendo constante el área total de transferencia de calor, permite disminuir la caída de presión respecto a una disposición en serie. Por ejemplo, para una configuración paralelo (C) en tubo, serie (H), en ánulo.

$$\Delta P_{i,t} = N_t \frac{\dot{G}_i^2}{2\rho} \left[f_D \frac{N_h L_h}{D_i} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-\gamma} + (N_h - 1) \right]$$

la división de flujo conduce a que la longitud de la trayectoria recorrida (L_h) y la velocidad masa (\dot{G}), se reduzcan por la mitad, por lo que la caída de presión puede aproximadamente reducirse a 1/8 de la correspondiente a una configuración en serie.



En la configuración paralelo - serie, aunque el flujo en cada horquilla se mantiene en *ctc*, el patrón de flujo global no es totalmente *ctc*, como el caso serie- serie. En el ejemplo, las temperaturas de ingreso de la corriente fría que ingresa a la horquilla superior no son las mismas. La LMTD, no será la misma, por lo que deberá redefinirse el cómputo de ΔT_m .

Intercambiadores de horquilla Configuraciones serie paralelo. ΔT_m

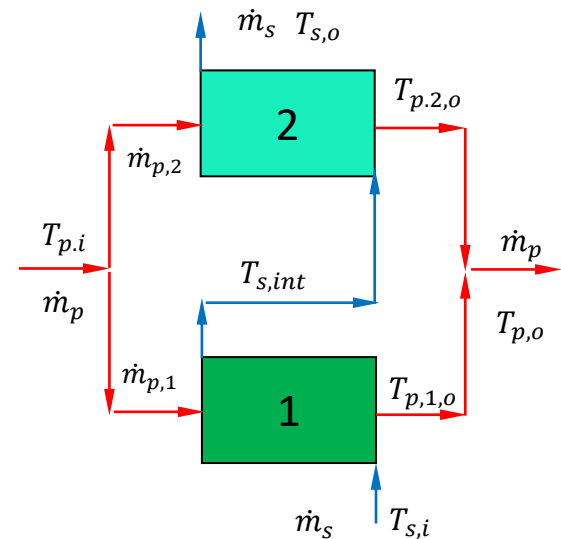
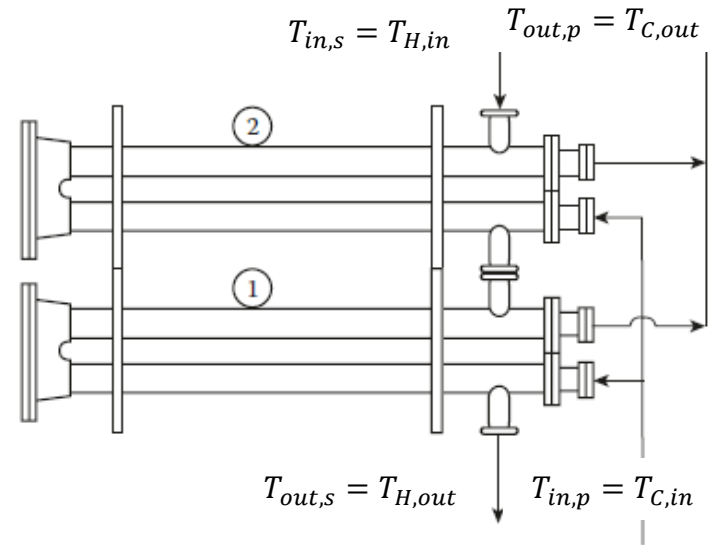
Para tomar en cuenta este apartamiento de ctc, $\Delta T_m = F_{s-p} LMTD_{ctc}$; donde se define x como el número de ramas en paralelo, y los parámetros R y P

$$R = \frac{T_{in,s} - T_{out,s}}{T_{out,p} - T_{in,p}} \quad P = \frac{T_{out,p} - T_{in,p}}{T_{in,s} - T_{in,p}}$$

$$F_{s-p} = \left[\frac{(R-x)}{x(R-1)} \right] \frac{\ln \left[\frac{(1-P)}{(1-PR)} \right]}{\ln \left[\frac{(R-x)}{R(1-PR)^{\frac{1}{x}}} + \frac{x}{R} \right]} \quad (R \neq 1)$$

$$F_{s-p} = \frac{P(1-x)}{x(1-P) \ln \left[\frac{(1-x)}{(1-P)^{\frac{1}{x}}} + x \right]} \quad (R = 1)$$

$$\dot{q} = UA_T \Delta T_m = UA_T F_{s-p} LMTD_{ctc}$$



paralelo (tubo) – serie (ánulo)



Donald Q. Kern
1914-1971

Se definen los siguientes parámetros: $\Delta T_m = S(T_{H,in} - T_{C,in})$

Para una corriente caliente y n corrientes frías en paralelo

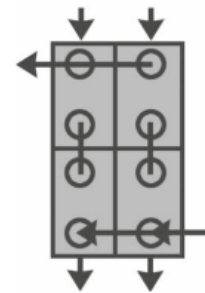
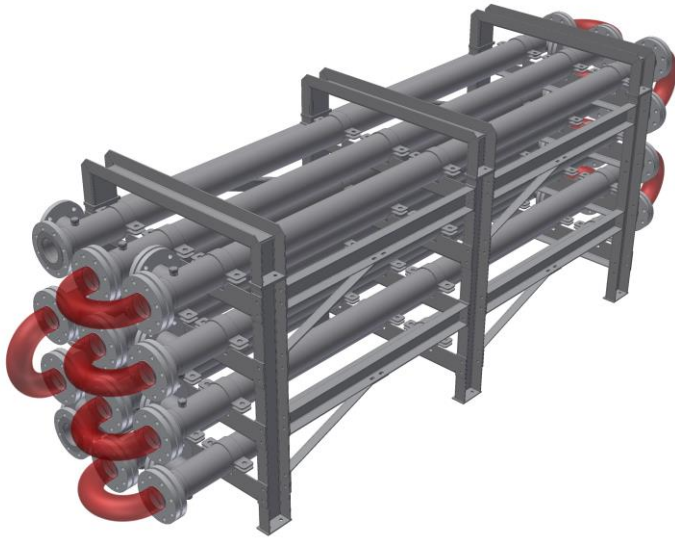
$$P_1 = \frac{T_{H,out} - T_{C,in}}{T_{H,in} - T_{C,in}} \quad R_1 = \frac{T_{H,in} - T_{H,out}}{n(T_{C,out} - T_{C,in})} \quad \frac{1 - P_1}{S} = \frac{nR_1}{R_1 - 1} \ln \left[\left(\frac{R_1 - 1}{R_1} \right) \left(\frac{1}{P_1} \right)^{1/n} + \frac{1}{R_1} \right]$$

Para una corriente fría y n corrientes calientes en paralelo

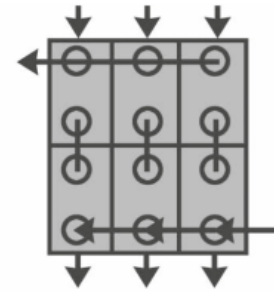
$$P_2 = \frac{T_{H,in} - T_{C,out}}{T_{H,in} - T_{C,in}} \quad R_2 = \frac{n(T_{H,in} - T_{H,out})}{(T_{C,out} - T_{C,in})} \quad \frac{1 - P_2}{S} = \frac{n}{1 - R_2} \ln \left[(1 - R_2) \left(\frac{1}{P_2} \right)^{1/n} + R_2 \right]$$

$$\dot{q} = UA_T \Delta T_m$$

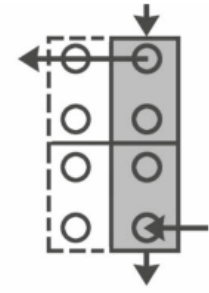
Intercambiadores de horquilla Ventajas y Desventajas del diseño



Original installation
— four double pipe sections
2 parallel × 2 series



To increase capacity 50%
— merely add one bank
3 parallel × 2 series



To decrease capacity — shut off one bank
1 parallel × 2 series

How hairpin sections are changed to meet new requirements

La principal desventaja del uso de intercambiadores de doble tubo está en la pequeña cantidad de superficie de transferencia de calor contenida con una sola horquilla. En un proceso industrial, se requiere una gran cantidad de horquillas que ocupan un espacio considerable; también cada intercambiador de doble tubo introduce no menos de 14 puntos en los que pueden producirse fugas. El tiempo y los gastos necesarios, como el desmontaje y la limpieza periódica, son excesivos en comparación con otros tipos de equipos.

Sin embargo, el intercambiador de doble tubo es de mayor uso cuando la superficie total de transferencia de calor requerida es pequeña, por ejemplo, de 10 a 50 m² o menos.



La pectinmetilesterasa (PME) provoca cambios importantes en los jugos de frutas que afectan las características sensoriales por provocar la formación de dos fases, una clara en la parte superior y otra turbia en la parte inferior dejando un aspecto visible indeseado en el producto final. Para reducir la actividad de la PME en alimentos con alto contenido de pectina, como las naranjas, una alternativa es someter el jugo a tratamiento térmico. En una planta procesadora, luego del tratamiento térmico se enfrían $0.30 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ de jugo de naranjas con un intercambiador de calor de tubos concéntricos $1 \frac{1}{4} \times \frac{3}{4}$ " IPS desde 65°C a 50°C usando $0.23 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ de agua a 25°C .

El factor de ensuciamiento del jugo de naranja puede considerarse de $0.0015 \text{ K}\cdot\text{m}^2\cdot\text{W}^{-1}$ y el del agua se obtendrá teniendo en cuenta que la misma proviene de río. La caída de presión en ambas corrientes no debe superar 70 kPa .

Considere que las propiedades de los fluidos son constantes a las temperaturas de operación e iguales a: Densidad del agua y del jugo: 1000 y $1040 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$, respectivamente. Viscosidad del agua y del jugo: 1.0 y 1.8 cp , respectivamente. Calor específico del agua y del jugo: 4180 y $3890 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot^\circ\text{C}^{-1}$, respectivamente. Conductividad térmica del agua y del jugo: 0.58 y $0.57 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot^\circ\text{C}^{-1}$, respectivamente.

A pesar de que los fluidos tienen una viscosidad mayor o igual a la unidad, experiencias previas indican que no es necesario correcciones por temperatura de pared.

Realice las determinaciones con la disposición de los fluidos circulando en contracorriente y en paralelo:

- Calcular la temperatura de salida de la corriente de enfriamiento.
- Calcular el área de transferencia y el número de horquillas, considerando que cada una tiene 3.5 m de longitud. Utilizar los métodos LMTD y ε -NTU
- Determinar el nivel de sobredimensionamiento del intercambiador.
- Se decide emplear como fluido de servicio agua a 10°C proveniente de otro sector de la planta, a idéntico caudal másico, en el mismo intercambiador, en la configuración *ctc*. Evaluar la cantidad de calor transferida y las temperaturas de salida de las corrientes de proceso y la cantidad de calor transferido, para el mismo flujo de proceso; asumir que el coeficiente global de transferencia ha disminuido un 3.5% Utilizar el método ε -NTU.
- Realizar las determinaciones anteriores, con agua de enfriamiento a 25°C , considerando un incremento del jugo de naranja del 50% . ¿En la configuración *ctc*, puede emplearse el mismo equipo? En caso de que no cumpla con los requisitos de proceso, encontrar una solución y realizar los cálculos correspondientes.

En una planta procesadora se desea calentar $1000 \text{ kg}\cdot\text{hr}^{-1}$ de una solución acuosa que se empleará para la extracción de almidón. El calentamiento se llevará a cabo desde 22°C hasta 78°C , para lo cual se usará un intercambiador de calor de tubos concéntricos de acero BWG 12 $2\frac{1}{2} \times 4''$, haciendo circular en contracorriente $98 \text{ kg}\cdot\text{hr}^{-1}$ de vapor de agua por el ánulo (100°C , 1 bar).

Se estudiaron las condiciones de trabajo del intercambiador de calor y se obtuvieron los siguientes resultados para los coeficientes peliculares de transmisión de calor por convección:

Para vapor de agua circulando por el ánulo: $840 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot^\circ\text{C}^{-1}$

Para agua a temperatura superior a 70°C circulando por el ánulo: $563 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot^\circ\text{C}^{-1}$

Para el fluido circulando por el tubo (valor referido al diámetro interior del tubo), a temperaturas inferiores a 80°C : $541 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot^\circ\text{C}^{-1}$

En las condiciones de operación, el factor de obstrucción obtenido para el lado del tubo interior es de 0.0003 y del lado del ánulo de 0.0001.

Datos:

Calor específico del fluido: $4.084 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot^\circ\text{C}^{-1}$.

Calor latente del vapor de agua: $2256 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$.

Calor específico del agua: $4.196 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot^\circ\text{C}^{-1}$.

Determinar el área de transferencia de calor y la longitud total del intercambiador de calor. Si la longitud de cada horquilla es de 4 m, determine el número de horquillas.



[mdj_TC_HPHE_lat_sens](#)



[jlz_TC_HPHE_comparación costos](#)

Para su tratamiento en una planta, $5500 \text{ kg}\cdot\text{hr}^{-1}$ de una salmuera de NaCl al 15% debe ser calentada desde 15°C a 65°C por intercambio de calor con una corriente de agua, la que será enfriada desde los 80°C hasta 55°C . Se dispone de un cierto número de horquillas múltiples de 6 m de longitud, consistente de un tubo exterior de 3,5" y 8 tubos interiores de 3/4" BWG 14, Acero SS, (conductividad térmica: $16.27 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot^\circ\text{C}^{-1}$). Determinar el número y configuración de los *hairpins* requeridos, teniendo en cuenta que: no puede despreciarse el efecto de la temperatura de pared; el costo de cada uno de ellos es de 500 um (um: unidades monetarias; asumir: una amortización anual del 10%); el costo de energía de bombeo es de $0.15 \text{ um}\cdot\text{kWh}^{-1}$; la planta funciona 335 días al año. Se solicita resolución por el método ε -NTU.